

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

**Návrh úprav spalínového traktu paroplynového  
cyklu pro urychlení procesu najíždění a  
diagnostiku teplosměnných ploch**

Propose Modifications to the Flue Gas Tract Combined Cycle to  
Speed up the Start-up and Diagnostics of Heat Transfer Surfaces

Student: Bc. Luděk Velíšek  
Vedoucí diplomové práce: Doc. Dr. Ing. Bohumír Čech

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Luděk Velísek**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: Návrh úprav spalínového traktu paroplynového cyklu pro urychlení procesu najíždění a diagnostiku teplosměnných ploch  
Propose Modifications to the Flue Gas Tract Combined Cycle to Speed up the Start-up and Diagnostics of Heat Transfer Surfaces

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte úpravu zařízení paroplynového cyklu o výkonu 880 MWe pro urychlení startu ze studeného stavu a proveďte návrh zařízení pro teplotní diagnostiku jednotlivých teplosměnných ploch kotle pro využití tepla z plynových turbín. Práce bude obsahovat:

1. Vypracujte popis zařízení PPC ve vazbě na způsob a průběh najíždění.
2. Vypracujte návrh možných řešení urychlení startu zařízení ze studeného stavu.
3. Proveďte technický návrh zařízení pro urychlení nájezdu spalínového kotle.
4. Vypracujte návrh sond pro stanovení tepelné bilance jednotlivých teplosměnných ploch spalínového kotle.
5. Proveďte technické zhodnocení přínosu navrhovaného řešení.

### Výkresová část bude obsahovat:

1. Sestavný výkres spalínového kotle paroplynového zařízení.
2. Výkres zařízení pro urychlení najíždění ze studeného stavu.

### Seznam doporučené odborné literatury:

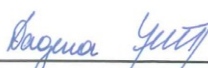
ČERNÝ, V. a kol. *Parní kotle a spalovací zařízení*. SNTL Praha, 1975.  
KOLAT, P. *Přenos tepla a hmoty*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 1986.  
DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Skripta ČVUT Praha, 2005.  
Zprávy katedry energetiky z měření kotlů v Elektrárně Opatovice

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Bohumír Čech**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013

  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 20.5.2013

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Luděk Velísek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Petrov 365, Petrov u Hodonína, 69665

## **Anotace diplomové práce**

VELÍSEK, L. Návrh úprav spalínového traktu paroplynového cyklu pro urychlení procesu najíždění a diagnostiku teplosměnných ploch. Ostrava: Katedra Energetiky, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2013, 52 s. Diplomová práce, vedoucí Čech, B.

Tématem této diplomové práce je návrh úprav spalínového traktu paroplynového cyklu pro urychlení náběhu zařízení. Na začátku jsou popsány hlavní technologické zařízení elektrárny Počerady. Následuje popis provozu, odstavení a hlavně náběhu kotle a vliv na emise. Návrh úprav spalínového traktu je propočítán a opatřen nákresey a fotografiemi.

V závěru je věnována pozornost teplotní diagnostice a návrhu chlazené sondy pro měření teplot.

## **Annotation of thesis**

VELÍSEK, L. Propose Modifications to the Flue Gas Tract Combined Cycle to Speed up the Start-up and Diagnostics of Heat Transfer Surfaces Ostrava: Department of Power Engineering, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2013, 52 p. Thesis, head: ČECH, B.

The theme of this thesis is a propose of a modification of flue gas tract to speed up the start up of the unit. There are some main technology units of power plant Počerady which are described at the begining. Following is description of the process, shut-down and mainly start of the boiler and impact to emissions. Propose of the modification of the flue gas tract is recalculated and provided with some drawings and some pictures.

The end is dedicated to a focus of the thermal diagnostic and a propose of refrigerated probe for temperature measurement.

## Obsah

Obsah.....	6
Seznam použitých zkratek značek a symbolů .....	8
1. Úvod.....	10
1.1. Vývoj výroby elektřiny.....	11
1.2. Původní elektrárna Počerady .....	14
2. PPC Počerady .....	15
2.1. Plynová turbína.....	16
2.2. Parní turbína .....	18
2.3. Okruh chladicí vody včetně chladicí věže .....	20
2.4. Spalinový výměník – kotel .....	21
2.5. Komín .....	23
3. Provozování spalínového kotle .....	24
3.1. Náběh spalínového kotle .....	24
3.2. Odstavení spalínového kotle.....	27
4. Emise.....	29
5. Výpočet tepelného výkonu.....	30
5.1. Objemový tok spalin do HRSG při 100% GT .....	30
5.2. Teplo vstupující do HRSG při 100% výkonu GT .....	32

5.3. Teplo vstupující do HRSG při 54% GT .....	33
6. Úpravy spalínového traktu .....	34
7. Diagnostika jednotlivých teplosměnných ploch .....	44
8. Závěr.....	48
Použitá literatura .....	49
Seznam obrázků a jejich zdrojů.....	50
Seznam příloh.....	52

## Seznam použitých zkratk značek a symbolů

<b>Zkratka</b>	<b>Význam</b>
BAT	Nejlepší dostupné techniky (Best Available Techniques)
ČEZ	České energetické závody a.s.
EPC	Elektrárna Počerady
GT	Plynová spalovací turbína
NT	Nízkotlaký
PPC	Paroplynový celek
ST	Středotlaký
SES	Slovenské energetické strojárňe a.s.
ÚCHV	Úpravna chladicí vody
VT	Vysokotlaký

<b><u>Zápis</u></b>	<b><u>jednotka</u></b>	<b><u>význam</u></b>
Alfa	W/m <sup>2</sup> K	( $\alpha$ ) součinitel přestupu tepla spalin
Alfa2	W/m <sup>2</sup> K	( $\alpha$ ) součinitel přestupu tepla vzduchu
c		konstanta pro výpočet Nusseltova kritéria
DO_HRSG	W	teplo spalin před HRSG kotlem
g	m/s <sup>2</sup>	gravitační zrychlení
gama		( $\gamma$ ) součinitel teplotní roztažnosti
Grashof		Grashofovo kritérium
h	J/kg	měrná entalpie
k	W/ m <sup>2</sup> K	součinitel prostupu tepla
kin_viskozita	m <sup>2</sup> /s	( $\nu$ ) kinematická viskozita
lambda	W/ mK	( $\lambda$ )součinitel tepelné vodivosti
m_dot	kg/s	hmotnostní průtok
n		konstanta pro výpočet Nusseltova kritéria
Nusselt		Nusseltovo kritérium
V_dot	m <sup>3</sup> /s	objemový průtok
Pr		Prandtlovo kritérium
q	W/m <sup>2</sup>	hustota tepelného toku
Q_celkove	MW	teplo odvedené do okolí z kanálu
Rho	kg/m <sup>3</sup>	( $\rho$ )hustota



Rychlost_spal	m/s	(v) rychlost proudění spalin
T	°C	teplota
T_S	°C	Teplota stěny

### **Index**

### **Význam**

_54%	Při výkonu spalovací turbíny 54%
_100%	Při výkonu spalovací turbíny 100%
_PRED	Umístění na vstupu do HRSG kotle
_ZA	Umístění na výstupu z HRSG kotle

## 1. Úvod

Při dosluhujících uhelných elektrárnách a snaze snižovat emise CO<sub>2</sub> realizuje ČEZ program obnovy uhelných elektráren, ale také výstavbu paroplynového zdroje o výkonu 880 MW<sub>e</sub> v elektrárně Počerady. Tato výstavba zdroje spalujícího zemní plyn jako jediné palivo doplní portfolio energetických zdrojů a odpovídá cílu snižování podílu zdrojů s vysokou produkcí CO<sub>2</sub>. Přínosem paroplynového cyklu zařazeného do regulačního pásma zatížení přispěje k lepší možnosti regulace energetické soustavy. Požadavek podpůrných služeb energetické soustavy přispívající k bezpečnější a stabilnější síti nabývá na významu zvláště v poslední době, kdy je kvůli zvyšujícímu se podílu obnovitelných zdrojů zapojovaných do soustavy sítí nebývale zatěžována.

Bylo uvažováno mnoho variant při výběru typu nového zdroje a lokality. Diskutovalo se o výstavbě několika uhelných bloků různých výkonů. V elektrárně Ledvice byla zvolena výstavba bloku 660 MW<sub>e</sub>. Obdobný projekt s dvěma takovými bloky se měl uskutečnit i v elektrárně Počerady, ale z důvodu nejistoty v zajištění dodávek paliva po celou životnost elektrárny, byl tento plán zamítnut.

Při takzvané nulové variantě, tedy situaci, kdy by nebyl vystavěn nový moderní zdroj, by se předpokládáné množství více než 1000 000 MWh elektřiny ročně vyrábělo na zařízeních starých více než 30 let s nízkou účinností, 5x vyšší vlastní spotřebou a vyššími emisemi. Nehledě k tomu, že reálné zásoby těžitelného uhlí v oblasti jsou omezeny a při dožití stávajícího uhelného zdroje by nebyl pokryt úbytek elektrického výkonu. [1]

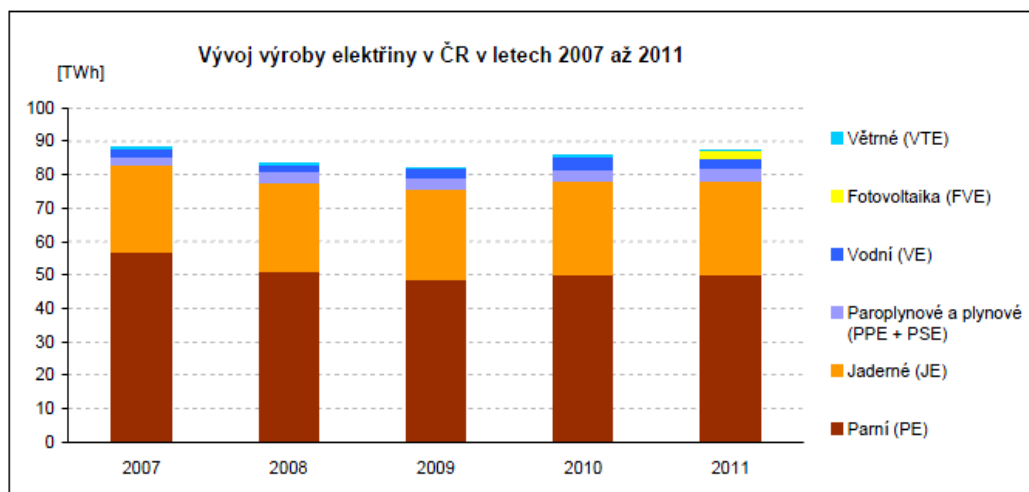
Výkonová hladina 880MW<sub>e</sub> paroplynového zdroje byla zvolena na základě očekávání vývoje trhu s elektřinou a také s ohledem na dostupnost plynových turbín světových výrobců. Plynové turbíny splňují požadavky BAT a vykazují vysokou účinnost. Jsou to špičkové technologické zařízení ověřené provozovateli elektráren po celém světě a dodávané renomovanými výrobci. V PPC Počerady jsou použity dvě spalovací turbíny SGT5- 4000F firmy SIEMENS o výkonu 284MW

Tento zdroj bude provozován s výrazně nižšími emisemi tuhých znečišťujících látek, oxidu dusíku, oxidu siřičitého a oxidu uhelnatého než stanoví legislativa. Kombinací

s případným snížením provozní doby stávajících uhelných bloků bude dosaženo snížení imisního zatížení v regionu.

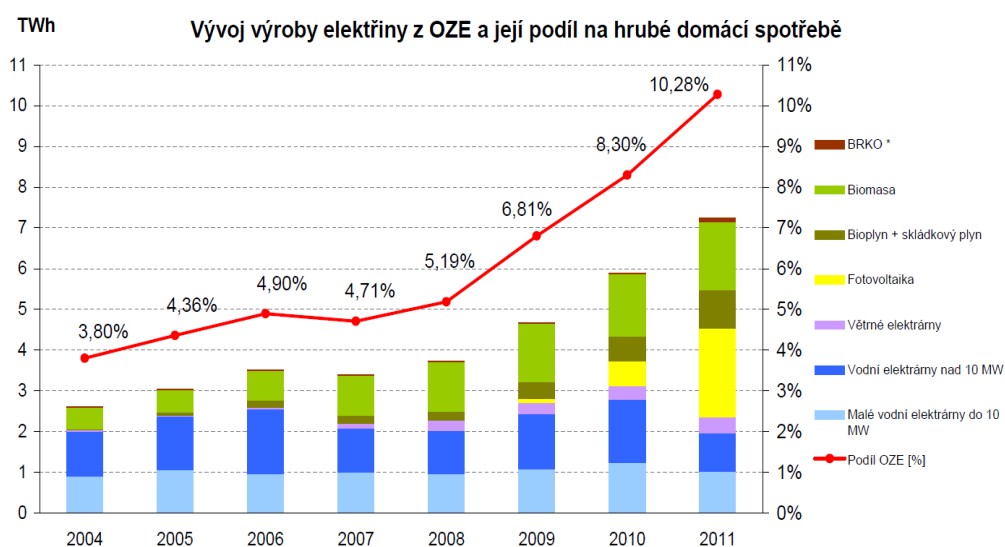
## 1.1. Vývoj výroby elektřiny

Výroba elektřiny v letech ekonomické krize závratně nestoupá (viz *obrázek 1*), přesto je při dosluhujících uhelných elektrárnách stále potřeba výstavby nových celků.



Obrázek 1 Graf výroby elektřiny

Při závazku snižování emisí je logickým krokem zvyšování výroby z ekologických zdrojů. Na rozdíl od fotovoltaiky či větrných elektráren je paroplyn a plyn regulovatelný. Z *obrázku 2* je patrný vzestup výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů.



Obrázek 2 Graf výroby z OZE

Dle *obrázku 3* je zřejmé, že výstavba paroplynového celku v Počeradech 880 MW znásobí instalovaný výkon plynových a PPE v ČR.

### Instalovaný výkon v ES ČR k 31.12.2011

Druh elektrárny	[MW]	Podíl [%]
Parní (PE)	10 787,5	53,3%
Jaderné (JE)	3 970,0	19,6%
Fotovoltaika	1 971,0	9,7%
Přečerpávací (PVE)	1 146,5	5,7%
Vodní (VE)	1 054,6	5,2%
Paroplynové (PPE)	590,7	2,9%
Plynové (PSE)	510,8	2,5%
Větrné (VTE)	218,9	1,1%
<b>Celkem ČR</b>	<b>20 250,0</b>	<b>100,0%</b>

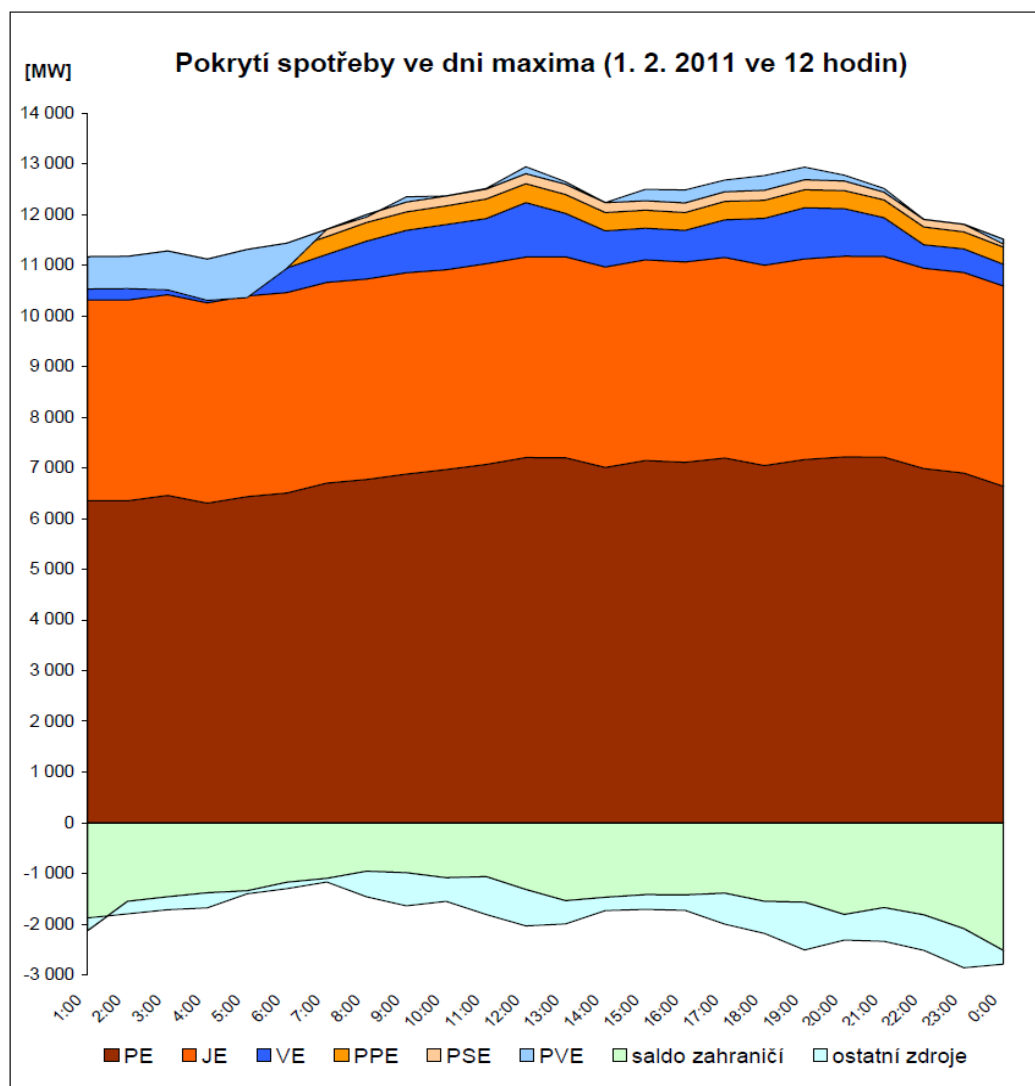
Obrázek 3 instalovaný výkon v ČR

V současnosti je výroba elektřiny z plynu nákladnější kvůli vysokým cenám plynu, nízkým cenám uhlí a přebytku emisních povolenek.

Dle vyjádření představitelů ČEZ a.s. jsou náklady na výrobu vyšší než cena elektřiny. A i když je vyráběna elektřina vysoce účinnou plynovou elektrárnou, tak se vyrábět většinu hodin v roce ekonomicky nevyplatí. Plynové elektrárny s nižší produkcí zplodin navíc proti méně ekologickým uhelným elektrárnám znevýhodňuje přebytek emisních povolenek, kterými firmy platí za oxid uhličitý jimi vypouštěný do ovzduší.

Řešením je provoz jen v regulačním pásmu. Při čistém instalovaném výkonu 834 MW<sub>e</sub> by byl takovýto zdroj výrazným úspěšným k regulovatelnosti sítě. Na *obrázku 4* je výrazně vidět potřeba dalšího silného regulačního prvku.

PPC Počerady má životnost několik desítek let. Představují proto příležitost nahradit elektrárny, které dožijí v budoucnu, při současných nákladech na výstavbu, jenž byly sníženy z 20 miliard korun na 17 miliard. [7]



Obrázek 4 Pokrytí spotřeby

## 1.2.Původní elektrárna Počerady

Elektrárna Počerady leží v severozápadní části České republiky, zhruba v trojúhelníku měst Louny, Žatec, Most. PPC je vybudován v stávajícím areálu Elektrárny Počerady severozápadně od uhelného bloku č. 6.V EPC zůstanou v provozu stávající uhelné bloky B2 až B6. Celkový instalovaný výkon tak vzroste z 1000 MW<sub>e</sub> na cca 1 880 MW<sub>e</sub>. Umístění v areálu fungující elektrárny je výhodné, neboť je možnost využití stávající infrastrukturu, dopravu a inženýrské sítě a využít napojení na stávající dodávku vody (z řeky Ohře) a vyvedení výkonu. [1]

V roce 1970 a 1971 byly uvedeny do provozu uhelné bloky č. 1 až 4 označované jako Počerady I (EPC I) s instalovaným výkonem 4x 200 MW<sub>e</sub> a v roce 1977 bloky č. 5 a 6 (EPC II) o stejných výkonech. Původní instalovaný výkon byl tedy 6x 200MW<sub>e</sub>.

Palivem je hnědé energetické uhlí z povrchových dolů mostecké pánve převážně z lokality Hrabák. V rámci útlumu uhelných elektráren byl začátkem roku 1994 odstaven blok č. 1 a ostatní bloky byly modernizovány k dosažení lepších technických parametrů a zabezpečení plnění požadavků na ochranu životního prostředí. Instalovaný výkon EPCI a EPC II je celkově 1000 MW<sub>e</sub>.

Blokové uspořádání umožňuje samostatně provozovat energetické bloky. Každý blok je složen z objektu kotelny, strojovny, odsiřování, odlučovače popílku a chladicí věže. Zauhlování je společné pro bloky EPCI a samostatné pro EPCII. Kotle PG 640 Vítkovice jsou kotle granulační, průtočné, dvoutahové, s přihříváním páry. Jmenovité množství vyrobené páry je 640 t/h o teplotě VT páry 540°C a jmenovitém přetlaku VT 17,5 MPa instalovaný tepelný příkon 566 MW<sub>t</sub>.

Turbíny firmy Škoda Plzeň mají jmenovitý výkon 200 MW. Jsou to třítělesové rovnotlaké kondenzační turbíny s přihříváním páry mezi vysokotlakým a středotlakým dílem a osmi neregulovanými odběry páry pro ohřívání turbínového kondenzátu a napájecí vody.

Odsiřovací zařízení těchto bloků je provedeno na principu mokré vápencové vypírky. Původně hydraulické odpopílkování a odstruskování se nahradilo suchým odběrem popílku a jeho následné zpracování na stabilizát.

## 2. PPC Počerady

Paroplynový cyklus je, pro co nejvyšší využití tepla uvolněného při spalování zemního plynu, kombinací dvou tepelných oběhů Braytenova a Rankin-Clausiova.

Paroplynový cyklus je moderní a ve světě velmi užívaný a osvědčený zdroj výroby elektřiny. Díky spalovacím turbínám, jejichž odpadní teplo obsažené ve spalínách využívají generátory páry a parní turbína, dosahuje ve srovnání s elektrárnami na uhlí vyšší termické účinnosti. Plyn se považuje za ekologické palivo, neboť se spalováním tohoto paliva, oproti uhlí, méně zatěžuje životního prostředí.

V PPC Počerady je uskutečněno klasické uspořádání paroplynového celku v podobě vícehrdelového řešení s dvěma plynovými turbínami (GT), 2 spalinovými kotli (HRSG), jednou parní turbínou (ST) a jednou chladicí věží s přirozeným tahem místo ventilátorových věží. Bypassový komín mezi plynovou turbínou a spalinovým kotlem není umístěn z důvodu původního nepožadování samostatného provozu plynové turbíny. Pro PPC je vybudován samostatný komín pro každou GT, umístěný na výstupu spalín ze spalínového kotle.

Za dodavatele plynové turbíny byla vybrána firma SIEMENS A. G., parního generátoru SES Tlmače a parní turbínu dodala ŠKODA POWER. Celkový elektrický výkon 880 MW<sub>e</sub> je stanoven při ISO podmínkách, tedy při teplotě 15 °C, neboť elektrický výkon plynové turbíny se výrazně mění s teplotou okolí. [1]

Provoz PPC byl plánován jako pološpičkový, kdy je pološpičkovým režimem považován provoz v pracovní dny od 6:00 do 22:00 na 100% nominálního výkonu, v době od 22:00 do 6:00 na cca 54% nebo odstavení. Sobota a neděle odstaven. Teoretické maximum ročního provozu je 5824 hod/rok. Využití plánované na cca 4900 h/rok instalovaného výkonu a provozní hodiny cca 5500 h/rok. [1]

Toto plánované provozování se v současnosti jeví jako problematické, ať kvůli nedostatečné kapacitě plynové sítě a ceně plynu, ale hlavně kvůli nemožnosti provozu jako okamžitý regulační zdroj. Náběh plynové spalovací turbíny na požadovaný výkon probíhá v řádu minut, kdežto tlakový systém kotle není schopný tak rychlého náběhu.

Proto je doba od zapálení spalovací turbíny k plnému výkonu kotle v teplém stavu přibližně dvouhodinová. Blíže je náběh vysvětlen v dalších kapitolách.

Zemní plyn bude dodáván ze zkapacitněné plynové přípojky do EPC, spotřeba paliva je při maximálním výkonu cca  $43 \text{ m}_n^3/\text{s}$

Uváděné parametry dodávaného plynu[1] :

výhřevnost	$34,038 \text{ MJ} \cdot \text{m}_n^3$
spalné teplo	$37,773 \text{ MJ} \cdot \text{m}_n^3$
hustota	$0,68 \text{ kg} \cdot \text{m}_n^3$
metan	98,3 % objemu
vyšší uhlovodíky	0,84 % objemu
Oxid uhličitý	0,07 %
dusík	0,79 %
celková síra	$0,2 \text{ mg/m}^3$

## **2.1.Plynová turbína [1], [4], [5]**

Moderní průmyslové zařízení spalující jedno palivo zahrnující vícestupňový axiální kompresor a vícestupňovou turbínu. Základním požadavkem záměru PPC je splnění souladu s BAT.

V PPC Počerady jsou použity dvě spalovací turbíny SGT5- 4000F firmy SIEMENS o výkonu 284MW spalující zemní plyn a dva vzduchem chlazené generátory SGen5-1000A.

Soubor plynové turbíny obsahuje vedle samotné plynové turbíny a elektrického generátoru také systém sání vzduchu, odvodu spalin, systém buzení generátoru, náběhové a pomocné systémy (přívod plynu, mazací a hydraulické systémy,...) měření a regulaci, elektrické a řídicí systémy, a samozřejmě také protihlukovou a protipožární ochranu.

Plynové turbíny SGT5-4000F jsou osvědčené používáním na celém světě, výrobce se chlubí prodanými 280 kusy těchto turbín. Udává výkon až 292 MW a účinnost 39,8%.

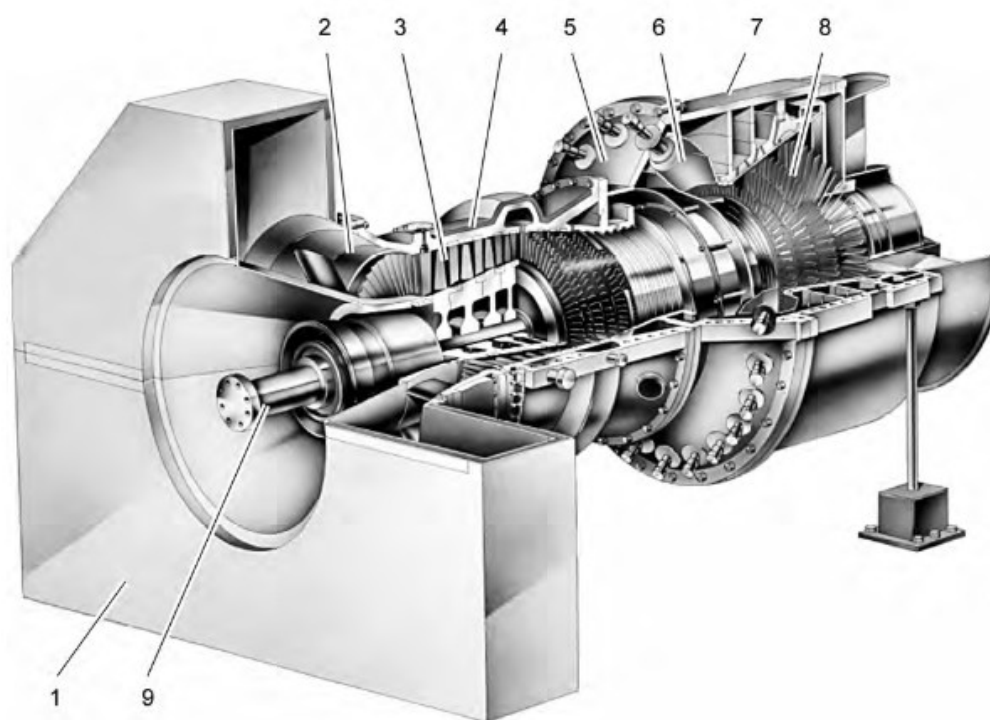
Turbína je vybavena vysoce účinným patnáctistupňovým kompresorem, který má optimalizovaný tok a řízený difuzní profil. Hořáky jsou umístěné v kruhové spalovací komoře, počet hybridních hořáků (HR3) s cylindrickými hořákovými nástavci je 24 a celá



je navržena pro vysokou účinnost a nízký obsah NO<sub>x</sub> ve spalínách při rovnoměrném proudění plynů a distribuci teploty. Keramické tepelné štíty minimalizují požadavky na chlazení. Lopatky jsou monokrystalické z pokročilých tepelně odolných slitin a doplněny keramickou vrstvou. Jsou ze vnitř chlazené systémem vzduchových kanálů a z venku ochlazováním tenké vrstvy. Konstrukce turbíny je popsána také na *obrázku 5*

Okolní vzduch se nasává z důvodu zamezení zanášení v dostatečné výšce od země a přes vstupní skříň filtrace je veden do kompresoru. Vzduch je po stlačení na vysoký tlak přiváděn do spalovacích komor, kde se mísí s palivem-zemním plynem. Poté se po zapálení zvýší teplota směsi vzduchu a produktů hoření. Komprimovaná a ohřátá směs expanduje v turbíně při klesajícím tlaku a teplotě, jelikož se její tepelná energie transformuje na mechanickou práci. Část energie produkované turbínou se používá pro pohon kompresoru.

Plyny po expanzi se pak odvádějí do vstupního kanálu parního generátoru pro regeneraci tepla.



Obrázek 5 SGT5-4000F

1-sání 2-ložiskové pouzdro kompresoru 3- kompresor 4- rozváděcí lopatky kompresoru 5- vnější pouzdro 6- spalovací komora 7- pouzdro turbíny 8-turbína 9-rotor
---

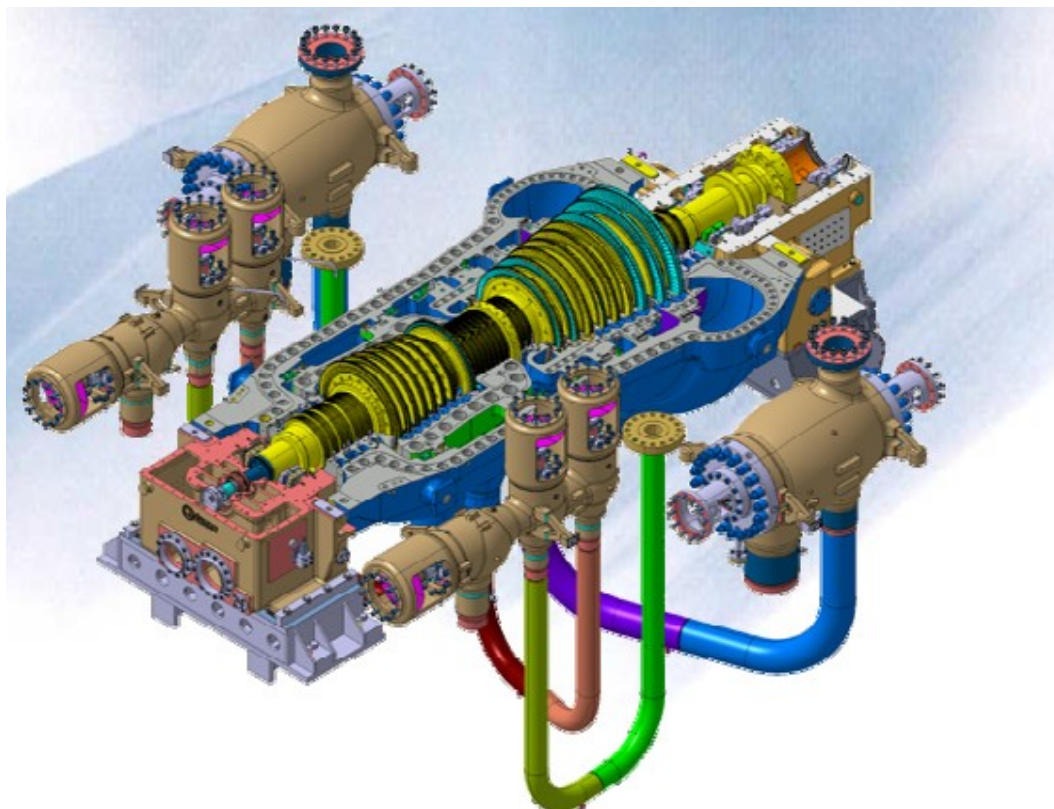
## 2.2. Parní turbína [5], [6]

Sekundární energetický stroj, jehož cílem je transformace přivedené energie páry na mechanickou energii. Parní turbína pracující v PPC je ve standardním provedení s kondenzátorem. Je zde jedna pro oba HRSG kotle. Rozdíl v celkovém provedení oproti klasickým uhelným blokům je hlavně v absenci VT a NT regenerace.

V PPC Počerady se jedná o kondenzační turbinu s přehříváním typu ŠKODA MTD60CR (obrázek 6) o výkonu 273 MW s vývodem dolů a se vzduchem chlazeným generátorem SIEMENS

### Hlavní technická data turbíny [6]

- Jmenovitý výkon turbíny 273 MW
- Jmenovité otáčky turbíny  $3\,000\text{ min}^{-1}$
- Parametry admisní páry: tlak 12,8 MPa  
teplota 550 °C
- Jmenovitá teplota chladicí vody 16,5 °C



Obrázek 6 Parní turbína ŠKODA MTD60CR

Jedná se o dvoutělesovou parní turbínu osvědčené koncepce s kombinovaným vysoko-středotlakovým dílem a dvouproudovým nízkotlakým dílem. Kromě řídicího systému jsou všechna zařízení, patřící k dodávce parní turbíny, umístěna v objektu strojovny parní turbíny. Turbína má vstupy syté a přehřáté páry umístěné do středu NT-ST dílu. Výstupy vratné páry jsou na konci VT části a výstupy NT páry na konci středotlakové části. NT pára proudí převáděcím potrubím se zabudovanými armaturami, rychlozávěrnými a regulačními klapkami do NT dílu. Tělesa vysokotlakových rychlozávěrných a regulačních ventilů jsou pevně spojena s VT-ST dílem. Tělesa středotlakových rychlozávěrných a regulačních ventilů jsou uložena samostatně a symetricky po obou stranách tělesa turbíny. S turbínou jsou ventily spojeny potrubím, vstupy páry do rychlozávěrných ventilů jsou řešeny spodem. Všechny tyto ventily jsou ovládány vysokotlakovou hydraulikou. [6]

Do návstavy kondenzátoru ústí dva ST a dva NT bypassy. Jsou dimenzovány na plné množství vysoko a středotlakové páry z každého z obou kotlů a umístěny jsou na samostatné ocelové plošině vedle turbíny. Kondenzátor dělené dvoutahové konstrukce je osazen trubkami z nerez materiálu zavařenými do nerezových trubkovnic. Je uložen na pružinových podpěrách a pevně spojen s výstupem z NT tělesa.

Součástí je také systém kontinuálního čištění kondenzátorových trubek, kondenzátní čerpadla 1. a 2. stupně v uspořádání  $3 \times 50 \%$ , vodokružné vývěvy  $2 \times 100 \%$ , systém ucpávkové páry a také systém odvodnění turbíny. K dodaným ochranným systémům patří mimo jiné systém řízení ochrany turbíny, systém měření chvění a posuvů a systém ochrany generátoru.

Chlazení kondenzátoru zajišťuje chladicí věž s přirozeným tahem. Kondenzátní čerpadla vertikálního typu jsou pohaněna elektromotory s frekvenčními měniči. K parní turbíně náleží také systém mazacího oleje turbíny a generátoru, kdy je okruh regulačního oleje oddělen od okruhu mazacího oleje.

### 2.3.Okruh chladicí vody včetně chladicí věže[5]

Pro chlazení cirkulační chladicí vody je vybudována jedna nová chladicí věž s přirozeným tahem, která pokrývá celkovou potřebu chlazení provozu PPC. Chladicí voda je upravována v ÚCHV.

Věž vyrobená společností Chladicí věže Praha a.s.( *obrázek 7*) je 128,32 m vysoká, tvaru rotačního hyperboloidu s vnitřním průměrem nádrže ochlazené vody 98,1 m. Odvedený tepelný výkon je 457 MW<sub>t</sub> a chladicí pásmo je 10°C. Technologická vestavba je ve výškových úrovních od +7,00 do + 13,3 m. Přestup tepla z vody do vzduchu, neboli proces výparného chlazení, probíhá převážně na deskách chladicí výplně vyrobené z PVC. [5]



Obrázek 7 Chladicí věž PPC

Chladicí věž musí být schopna pracovat při různých provozních režimech. Ať je to provoz na plný výkon se zavodněním celého půdorysu chladicí výplně, nebo provoz na snížený výkon se zavodněním okrajem chladicí výplně. Při zimním provozu je v provozu zimní ostřík v úrovni nad nasávacím otvorem, který vytvoří vodní clonu, jenž omezuje přístup studeného vzduchu. Provozní režimy jsou automaticky regulovány výškovou úrovní hladiny vody ve stoupacích kanálech a jsou řešeny díky rozdílnému výškovému umístění rozstřikovacích trysek ve středu a na okrajích rozvodu vody.

Pro provoz PPC je důležité chladit i další zařízení strojovny, proto je zde nezávislý uzavřený systém chladicí vody. USChV zásobuje chladicí vodou různé komponenty provozu PPC -chladiče generátorů, chladiče mazacího oleje turbosoustrojí, chladiče vzorků atd. Uzavřený systém je nezbytný proto, aby se vyloučilo riziko možného průniku oleje do hlavního okruhu chladicí vody a následným ekologickým zatížením unikem do vodoteče. Oběh chladicí vody v uzavřeném chladicím okruhu zajišťují samostatná cirkulační čerpadla. Teplo z uzavřeného okruhu odvádí výměníky do okruhu cirkulační chladicí vody kondenzátoru. K udržování tlaku a kompenzaci změn objemu slouží expanzní nádrž. [1]

## **2.4.Spalinový výměník – kotel**

Odpadní teplo, které je obsažené ve spalinách vystupujících z plynové turbíny, je využito jako zdroj tepla pro dva HRSG kotle, které vyrábí páru pro jednu parní turbínu. Parametry páry jsou srovnatelné s parametry klasických uhelných elektráren.

Jsou použity dva kotle na využití odpadního tepla z plynových turbín Siemens SGT5-4000F v třítlakém provedení, s horizontálním uspořádáním jednotlivých topných tlakových systémů bez obtoků komínů.

Spaliny jako produkty spalování plynu postupují přes výstupní difuzor turbíny do vstupního kanálu spalinového kotle. V kotli tyto spaliny předají své teplo teplonosnému médiu cirkulujícímu v jednotlivých topných plochách kotle. Na přívod a odvod plynů z

plynové turbíny jsou použity spalínovody (vstupní a výstupní kanál). Jsou navrženy a vyztuženy tak, aby zajišťovali minimální tlakovou ztrátu, a aby měly dostatečnou tuhost a těsnost. Na výstupu z kotlů jsou umístěny železobetonové komíny, v každém z nich je namontován tlumič hluku.

V tlakovém systému vyrábí kotle páru pro parní turbínu, která je parními potrubími propojena se spalínovými kotli.

Pro provoz spalínového kotle je v současnosti nutnou podmínkou provozu příslušné plynové turbíny, to znamená, že provozování plynové turbíny není možné bez současného provozu příslušného spalínového kotle a opačně.

Parní turbína je konstruována na plný výkon obou spalínových kotlů. Při poruše parní turbíny či jiného zařízení je možný provoz spalínových kotlů propouštěním páry přes bypassové stanice na kondenzátor parní turbíny.

Spalínový výměník je tvořen řadou trubkových tepelných výměníků se žebrováním, používané pro ohřev napájecí vody, vypařování a přehřívání páry. HRSG má automatickou regulaci výstupních teplot přehříváku a mezipřehříváku pomocí vstříkových chladičů. Jednotlivé parametry pro výkon parní turbíny 100% i 54% jsou uvedeny přehledně zde:

#### **Výkonové parametry kotle [3]**

Výkon plynové turbíny		100%	54%
<b>Vysokotlaká pára</b>			
Tlak	bar	130,6	93,4
Teplota	°C	552	552
Hmotnostní průtok	kg/s	70,7	50,0
<b>Středotlaká pára</b>			
Tlak	bar	28,15	19,70
Teplota	°C	550	550
Hmotnostní průtok	kg/s	84,9	59,2
<b>Nízkotlaká pára</b>			
Tlak	bar	4,3	4,0
Teplota	°C	291	281
Hmotnostní průtok	kg/s	13,5	7,7
<b>Hlavní kondenzát</b>			
Hmotnostní průtok	kg/s	98,4	66,8
Teplota na vstupu	°C	30	24
Teplota na výstupu	°C	98	94

## 2.5.Komín

Každý spalínový kotel je svařovanou modulovou konstrukcí a je tepelně izolovaný. Na straně spalin jsou HRSG napojené na příslušné komíny vysoké 110 m o průměru 7m. Komíny jsou samostatné a pro každý spalínový výměník je postaven jeden.(viditelné na *obrázku 8*) Jsou vždy na výstupu spalin z příslušného spalínového kotle.

Plánovaný režim provozu zahrnuje časté krátkodobé odstávky nebo omezení výkonu na noc a odstavování na víkendy. Proto jsou důležité komínové klapky na výstupu spalin z kotle HRSG, aby se v době odstávek minimalizovaly ztráty tepla vychladnutím kotle.



Obrázek 8 Pohled na komíny PPC



### **3. Provozování spalínového kotle**

Pára je při normálním provozu vyráběna spalínovým kotlem v množství a parametrech požadovaných parní turbínou. Normální provoz spalínového kotle je jeho provoz po fázi náběhu kotle. V případě provozu spalínového kotle přes bypassové stanice spalínový kotel podle dovolených trendů teploty a tlaku dosáhne maximální výkon a pára se z VT části propouští přes VT bypass do ST systému. Výstupní pára ze ST a NT tlakového systému se přes ST a NT bypassové stanice propouští do kondenzátoru parní turbíny.

Při provozu je důležitá (při náběhu ještě důležitější) kontrola vodního režimu. Pro kontrolu parametrů napájecí a kotlové vody, kondenzátu syté a přehřáté páry se odebírají během provozu vzorky a na základě jejich analýz se upravuje vodní chemický režim spalínového kotle. Kontinuální odluh je řízen dle katexové vodivosti a výkonu, při normálním provozu by neměl být vyšší než 1% výkonu kotle.

Přetížení spalínového kotle vyšším výkonem snižuje účinnost a zkracuje životnost zejména jeho tlakového systému, proto je výkon plynové turbíny řízen tak, aby nebylo překračováno trvalé přetížení spalínového kotle.

Náhlé, vyšší než garantované, změny teplot ve spalínovém kotli způsobují nežádoucí, rychlé změny parametrů páry a rozkolísání automatické regulace. Zároveň zkracují životnost materiálů tlakových a netlakových částí spalínového kotle.

#### **3.1. Náběh spalínového kotle**

Náběh spalínového kotle je podmíněn startem příslušné plynové turbíny. V procesu náběhu spalínového kotle je třeba pomocí plynové turbíny provětrat prostory spalínového kanálu kotle.



Podle tlakového stavu tlakového celku spalinového kotle rozlišujeme studený, teplý a horký start. Studený start je při beztlakém stavu VT části spalinového kotle považována hranice pod 1,5 bar (g), (g-přetlak, "g" znamená "gauge" - měřicí sonda registrující přetlak). Teplý start spalinového kotle je při dostatečném zbytkovém tlaku ve VT tlakovém systému nad 1,5 bar (g) a horký nad 7 bar (g).

#### Minimální doba náběhu [3]

Doba mimo provoz	doba od zapálení spal. turbíny k plnému výkonu
Horký (pod 2h)	80 minut
Teplý (do cca 2 dní)	110 minut
Studený (do cca 3 dní)	120 minut
Studený dlouhodobý (2 týdny a víc)	135 minut

Při náběh spalinového kotle je potřeba zajistit spuštění pomocných zařízení-zejména napájecích a dávkovacích čerpadel, cirkulačních čerpadel kondenzátu a také naplnit kotel s dostatečné zásobou napájecí vody pro náběh.

Při náběhu spalinového kotle ze studeného stavu je důležitá automatická posloupnost těchto kroků[3]:

- 1) Spuštění napájení NT, ST a VT napájecí vodou otevřením uzavíracích ventilů přívod napájecí vody. Otevře se také uzavírací ventil VT bypassu EKA, uzavírací ventil havarijních výpustí bubnů a uzavírací ventil odluhů bubnů. Regulační ventily napájecí vody před ohřívачmi vody, havarijních výpustí bubnů a odluhů bubnů jsou v poloze AUTO
- 2) Spuštění odvodnění. Uzavírací ventily NT přehříváku, ST přehříváku 1 a 2, VT přehříváku 1,2 a 3, mezipřehřívku 1 a 2 a také odvod do VT bypassu jsou v poloze AUTO.
- 3) Spuštění odvzdušnění. Uzavírací ventily odvzdušnění NT, ST a VT komor syté páry, odvzdušnění mezipřehříváku 1 a 2 a odvzdušnění VT páry- výstup jsou v poloze AUTO.
- 4) Otevření výstupních uzavíracích ventilů NT, ST a VT páry a vstupního uzavíracího ventilu vratné páry.
- 5) Regulační ventil vratné páry je v poloze AUTO
- 6) Regulace VT bypassu v poloze AUTO.

- 7) Regulační ventil výstupní ST páry v poloze AUTO.
- 8) Otevření komínové klapky.
- 9) Spuštění vstříků. Uzavírací ventily vody do ejektorů ST, VT 1 a 2 a také mezipřihřívákového ejektoru se otevrou, regulační ventily těchto zařízení jsou v poloze AUTO.
- 10) Spuštění cirkulačního čerpadla kondenzátu
- 11) Před startem plynové turbíny je třeba spalínový trakt kotle provětrat jeho kompresorem a po startu plynové turbíny postupným zvyšováním teploty spalín (podle najížděcích diagramů studeného startu kotle) dovozenými trendy zvyšovat parametry a zátěž spalínového kotle zvyšováním výkonu plynové turbíny.
- 12) Udržování požadované hladiny v kotlových tělesech se provádí průtokem přes havarijní výpusti kotle. Zároveň se startem plynové turbíny se uvedou do provozu regulační obvody kotle, které zajišťují minimální průtok cca 20% jmenovitého přes ohříváče vody (VT), aby se v nich zabránilo odparu.
- 13) Uzavření uzavíracích ventilů odvodu z bodu 3). Při dosažení výstupního tlaku více jak 1,5 Bar (g), je uzavřen ventil odvodu NT. Pro ST, VT a mezipřihřívák je hranice pro uzavření v jednotlivých částech celku 5 Bar (g).
- 14) Uzavření uzavíracích ventilů odvodu z bodu 2). Po dosažení daných parametrů tlaku výstupní páry se uzavrou uzavírací ventily odvodu. Pro výstupní tlak NT páry je to 0,8 Bar (g), pro mezipřihřívák a ST 5 Bar (g) a pro VT je hranice stanovena na 7 Bar (g).
- 15) Vyrobená pára z kotle se odvádí přes systém NT a ST bypassových stanic do kondenzátoru a VT pára přes VT bypassovou stanici do přehříváku kotle. Po dosažení požadovaných parametrů páry se pára postupně vpouští do parní turbíny a přejímkou celého výkonu kotle se NT, ST a VT bypassové stanice zavřou a zůstávají v automatické regulaci.

Po ustálení provozu je důležité zkontrolovat a prozkoušet stav celého zařízení a ověřit správnou funkci měřících přístrojů a signalizace. Správné nastavení a činnost signalizace, hlavně polohy hladiny vody v kotlových tělesech a teploty a tlaku přehřáté páry, je zásadní pro spolehlivý provoz. Také se prozkouší činnost automatické regulace ručním přestavením hodnot a následným vysledováním upravením parametrů v automatické regulaci a prověřuje činnost stavoznaků, a zda dálkové stavoznaky souhlasí s těmi přímými.

Pro náběh spalínového kotle z teplého stavu je podmínkou, že kotel po odstávce zůstal naplněn a v systému je zbytkový tlak vyšší než 1,5 bar (g). Při tlaku vyšším než 1,5 bar (g) a kdy hladinové čidlo v kondenzační nádobě signalizuje  $L < MIN$ , tak ve VT systému zůstávají všechny odvzdušnění zavřené.

Po provětrání spalínového traktu kotle se výkonem plynové turbíny zvyšuje výkon spalínového kotle povolenými nárůsty parametrů podle náběhových křivek teplého startu kotle.

Odvodnění parní části kotle se otevrou pouze v případě možnosti tvorby kondenzátu signalizovanými snímači hladiny kondenzátu v kondenzačních nádobách odvodnění a pro jejich zavření platí stejná pravidla jako při náběhu ze studeného stavu.

Pro náběh spalínového kotle z horkého stavu jsou podmínkou tyto požadavky- kotel po odstávce zůstal naplněný a ve VT tlakovém systému je zbytkový tlak vyšší než 7 bar (g). Po provětrání spalínového traktu kotle se zvyšováním výkonu plynové turbíny zvyšují výkonové parametry spalínového kotle povolenými gradienty. Ostatní úkony při teplém a horkém startu se vykonávají jako při studeném startu spalínového kotle.

### **3.2.Odstavení spalínového kotle**

Odstavením plynové turbíny z provozu se provede odstavení spalínového kotle. Toto odstavení kotle je možné vykonat vědomě nebo zapůsobením ochran. Vědomé, plánované, odstavení se vykonává dvěma způsoby. Záleží na tom, jaký je požadavek na zabezpečení stavu v tlakových částech kotle. Mezi plánované odstavení je možné zařadit i havarijní odstavení v případě selhání důležitých měření, které neumožňují další bezpečný provoz kotle. Ale také při selhání důležitých agregátů podmiňujících provoz kotle, například funkce VT bypassu, napájecích čerpadel a podobně.

Odstavením kotle do teplé zálohy se uzavřou uzavírací armatury na výstupních parovodech a dešťová klapka v komíně, je také možné odstavit cirkulační čerpadla kondenzátu. Tím se izoluje tlaková část kotle.

Pokud se odstavuje spalínový kotel na neurčitou delší dobu je možné kotel propouštěním páry do kondenzátoru opatrně odtlakovat za stálého doplňování odpařené vody. Až se hladiny výrazně nemění je dosažen rovnovážný stav a je možné odstavit NT a VT napájecí čerpadla. Při poklesu tlaku ve VT části tlakového systému spalínového kotle na asi 1 bar (g) se provede, za účelem odstranění nahromaděných kalů, odkalení spodních komor výparníků. Po dalším poklesu tlaku v tlakových systémech kotle je možné při tlaku ve VT části pod 0,4bar (g) otevřít odvzdušnění kotle.

Při plánované odstávce na dobu několika málo dní, nebo odstávce nařízené dispečerem při požadavku na provozuschopnost se zařízení nahřívá občasným přívodem spalín z plynové turbíny a udržuje se tlak v kotli nad 10 bar (g).

Pokud se počítá s odstavením na delší dobu (měsíc a víc), tak je použita metoda konzervace kotle vysušením vnitřního povrchu. Při této metodě se nechá kotel zvolna vychladnout na tlak v bubnu asi 5 bar. Po dosažení tohoto tlaku se přes odvodnění kotle všechna voda z kotle vypustí a zabrání se vniku vlhkosti. Odvzdušnění kotle je uzavřené. Pokud je v této odstávce naplánována údržba či oprava je po této metodě možné zařadit také konzervaci suchým vzduchem. Konzervace suchým vzduchem spočívá v tom, že do odvodněného kotle se vhání suchý vzduch o takových parametrech, aby nemohlo dojít ke kondenzaci ze zbytkové vlhkosti. Suchý vzduch se připraví přenosným odvlhčovacím zařízením připojeným na místo, kde je zabezpečeno proudění vzduchu do všech konzervovaných míst. Systém je spolehlivě zakonzervovaný (vysušený), pokud je v něm relativní vlhkost nižší než 40 %.

Při odstávce na dlouhou dobu, kdy není potřeba oprava či údržba, je možné použít konzervaci vytvořením inertního prostředí ochrannou dusíkovou atmosférou. Princip metody spočívá v zabránění přístupu atmosférického kyslíku zaplněním celého vnitřního objemu dusíkem s tlakem mírně převyšujícím tlak okolí o cca 0,20 bar. Toto se dosáhne vytlačení vody z celého systému vháněním plynného dusíku. Plnění dusíku musí být kontinuální při dostatečném tlaku, aby nemohl být zpětně přes odvodnění do systému nasávaný vzduch. Použitý dusík musí mít čistotu minimálně 99,5 %, jinak by efekt ochrany nebyl dokonalý. Spotřeba dusíku pro takovouto konzervaci je až 2 násobek

vodního objemu. Musí se také brát zřetel na větrání prostor kotelny z důvodu dostatečné koncentrace kyslíku v pracovním prostředí pracovníků.

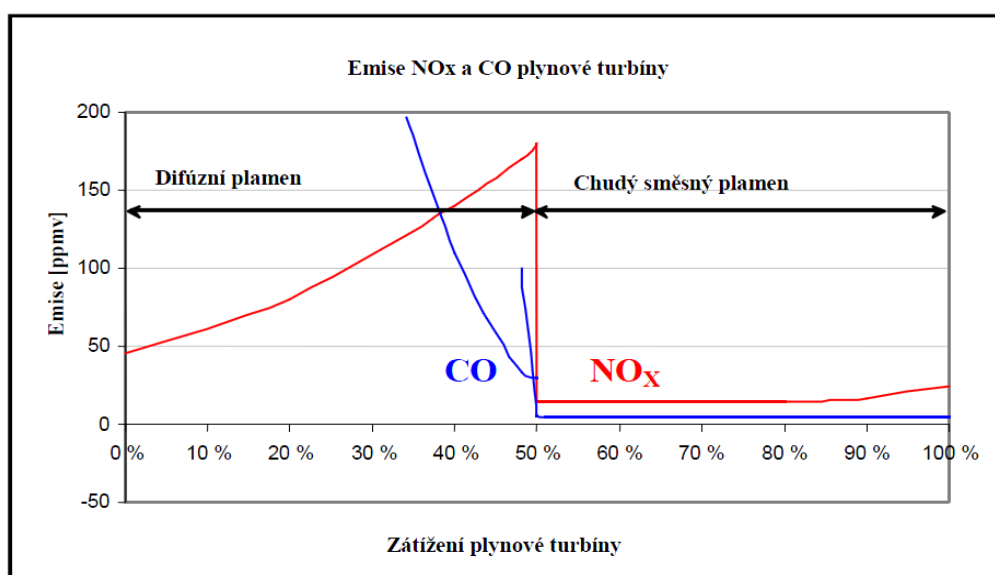
## 4. Emise

PPC zajišťuje vysokou účinnost při nízkých koncentracích emisí díky řízení spalování smíšené spalovací směsi vzduchu a paliva, která zabraňuje vzniku lokálních teplotních maxim a tím tvorbě NO<sub>x</sub>.

Ve spalovacích komorách plynových turbín se využívá spalovací technika dry low-NO<sub>x</sub>. Díky této technice se, na rozdíl od difúzního plamene, před zapálením smíchá plyné palivo a vzduch. Spalování ochuzené, předem smíšené spalovací směsi zabraňuje tvorbě lokálních teplotních maxim, které se v difúzním plameni nezbytně vyskytují.

Výrobce plynové turbíny na zemní plyn garantuje pro provoz na výkonové úrovni od cca 50 % jmenovitého výkonu emise NO<sub>x</sub> do 50 mg.m<sup>-3</sup><sub>N</sub> při 15 % suchého O<sub>2</sub> a 0°C

Na *obrázku 9* jsou uvedeny závislosti koncentrací CO a NO<sub>x</sub> na výkonu plynové turbíny. Je z něj patrné, proč se spalovací turbíny po delší dobu provozují od 54% výkonu.



Obrázek 9 závislosti koncentrací CO a NO<sub>x</sub> na výkonu plynové turbíny [1]

## 5. Výpočet tepelného výkonu

Následující výpočty jsou prováděny v programu EES<sup>®</sup> a zapisovány v tvaru potřebném pro funkční výpočet v tomto programu. Některé důležité vypočítané hodnoty jsou kontrolovány tabulkovými hodnotami nebo programem REFPROP<sup>®</sup>

### 5.1. Objemový tok spalin do HRSG při 100% GT

Výpočtový tlak okolí volím dle místních podmínek

$$p_{\text{okoli}} = 98,7 \text{ kPa}$$

Výrobce udává tlak spalin za difuzorem spalovací turbíny, tedy přibližně tlak na vstupu do spalínového kotle 0,035 bar (g) [4]

$$p_{\text{pred}} = p_{\text{okoli}} + 3,5 \text{ kPa}$$

Teplota spalin na vstupu do kotle je [4]

$$t_{\text{pred}} = 577 \text{ °C}$$

Množství spalin vstupujících do kotle při 100% výkonu plynové turbíny je při přepočtu na výpočtové podmínky [3] [4]

$$\dot{m} = 686,5 \text{ kg/s}$$

Objemová koncentrace spalin při 100% GT [3]

$$N_2 = 74,59 \text{ \%}_{\text{vol}}$$

$$O_2 = 12,62 \text{ \%}_{\text{vol}}$$

$$CO_2 = 3,73 \text{ \%}_{\text{vol}}$$

$$H_2O = 8,19 \text{ \%}_{\text{vol}}$$

$$Ar = 0,89 \text{ \%}_{\text{vol}}$$

Molární hmotnost plynů a celkové směsi (1)

$$MW\_N2 = \text{MolarMass}(\text{Nitrogen}) = 28,01 \text{ kg/kmol}$$

$$MW\_O2 = \text{MolarMass}(\text{Oxygen}) = 32,00 \text{ kg/kmol}$$

$$MW\_CO2 = \text{MolarMass}(\text{CarbonDioxide}) = 44,01 \text{ kg/kmol}$$

$$MW\_H2O = \text{MolarMass}(\text{Steam\_IAPWS}) = 18,02 \text{ kg/kmol}$$

$$MW\_Ar = \text{MolarMass}(\text{Argon}) = 39,95 \text{ kg/kmol}$$

$$MW\_smes = MW\_N2 * x\_N2 + MW\_O2 * x\_O2 + MW\_CO2 * x\_CO2 + MW\_H2O * x\_H2O + MW\_Ar * x\_Ar = 28,41 \text{ kg/kmol}$$

Molární koncentrace na 1 kg směsi (2)

$$Y\_N2 = (MW\_N2 / MW\_smes) * x\_N2 / 100 = 0,7356 \text{ kg/kg}$$

$$Y\_O2 = (MW\_O2 / MW\_smes) * x\_O2 / 100 = 0,1422 \text{ kg/kg}$$

$$Y\_CO2 = (MW\_CO2 / MW\_smes) * x\_CO2 / 100 = 0,05779 \text{ kg/kg}$$

$$Y\_H2O = (MW\_H2O / MW\_smes) * x\_H2O / 100 = 0,05194 \text{ kg/kg}$$

$$Y\_Ar = (MW\_Ar / MW\_smes) * x\_Ar / 100 = 0,01252 \text{ kg/kg}$$

Hustoty jednotlivých plynů a celkové směsi počítaná přes parciální tlak (3)

$$\rho_{N2\_PRED} = \text{Density}(\text{Nitrogen}; T=T\_PRED; P=x\_N2 * P\_PRED)$$

$$= 0,4041 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{O2\_PRED} = \text{Density}(\text{Oxygen}; T=T\_PRED; P=x\_O2 * P\_PRED)$$

$$= 0,4616 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{CO2\_PRED} = \text{Density}(\text{CarbonDioxide}; T=T\_PRED; P=x\_CO2 * P\_PRED)$$

$$= 0,6350 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{H2O\_PRED} = \text{Density}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T\_PRED; P=x\_H2O * P\_PRED)$$

$$= 0,2601 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{Ar\_PRED} = \text{Density}(\text{Argon}; T=T\_PRED; P=x\_Ar * P\_PRED)$$

$$= 0,5763 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{PRED}} = \rho_{\text{N2\_PRED}} + \rho_{\text{O2\_PRED}} + \rho_{\text{CO2\_PRED}} + \rho_{\text{H2O\_PRED}} + \rho_{\text{Ar\_PRED}}$$

Hustota celkové směsi je  $\rho_{\text{PRED}} = 0,41 \text{ kg/m}^3$

Objemový tok spalin vstupujících do spalínového kotle

$$\dot{V}_{\text{PRED}} = \dot{m}_{\text{PRED}} / \rho_{\text{PRED}} = 1672 \text{ m}^3/\text{s} \quad (4)$$

## 5.2. Teplo vstupující do HRSG při 100% výkonu GT

Entalpie spalin počítaná přes parciální tlak (5)

$$\begin{aligned} h_{\text{N2\_PRED}} &= \text{Enthalpy}(\text{Nitrogen}; T=T_{\text{PRED}}; P=x_{\text{N2}}*P_{\text{PRED}}) \\ &= 903,2 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{\text{O2\_PRED}} &= \text{Enthalpy}(\text{Oxygen}; T=T_{\text{PRED}}; P=x_{\text{O2}}*P_{\text{PRED}}) \\ &= 546,7 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{\text{CO2\_PRED}} &= \text{Enthalpy}(\text{CarbonDioxide}; T=T_{\text{PRED}}; P=x_{\text{CO2}}*P_{\text{PRED}}) \\ &= 577,4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{\text{H2O\_PRED}} &= \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{\text{PRED}}; P=x_{\text{H2O}}*P_{\text{PRED}}) \\ &= 3656 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{\text{Ar\_PRED}} &= \text{Enthalpy}(\text{Argon}; T=T_{\text{PRED}}; P=x_{\text{Ar}}*P_{\text{PRED}}) \\ &= 287,2 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Celková entalpie

$$\begin{aligned} h_{\text{PRED}} &= (h_{\text{N2\_PRED}} + h_{\text{O2\_PRED}} + h_{\text{CO2\_PRED}} + h_{\text{H2O\_PRED}} + h_{\text{Ar\_PRED}}) / 5 \\ &= 1194 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Odpadní teplo vystupující z GT při 100% výkonu a vstupující do HRSG

$$\dot{Q}_{\text{HRSG}} = h_{\text{PRED}} * \dot{m}_{\text{PRED}} / 1000 = 819,74 \text{ MW} \quad (6)$$



### 5.3. Teplo vstupující do HRSG při 54% GT

Postup výpočtů a rovnice jsou totožné jako v případě 100% výkonu GT

Vstupní hodnoty tlaku a teploty jsou totožné

$$p_{\text{okoli}} = 98,7 \text{ kPa}$$

$$p_{\text{pred}} = p_{\text{okoli}} + 3,5 \text{ kPa}$$

$$t_{\text{pred}} = 577 \text{ °C}$$

rozdíl nastává u hmotnostního průtoku

$$m_{\text{dot}54\%} = 472,5 \text{ kg/s [3] [4]}$$

a objemové koncentrace spalín

$$N_2 = 74,85 \text{ \%}_{\text{vol}}$$

$$O_2 = 13,37 \text{ \%}_{\text{vol}}$$

$$CO_2 = 3,39 \text{ \%}_{\text{vol}}$$

$$H_2O = 7,51 \text{ \%}_{\text{vol}}$$

$$Ar = 0,88 \text{ \%}_{\text{vol}}$$

Výsledné hodnoty udávám bez rovnic, které jsou uvedeny v případě pro 100% výkonu a liší se jen v několika málo případech.

$$V_{\text{dot\_PRED}54\%} = 1149 \text{ m}^3/\text{s} \quad (7)$$

Odpadní teplo vystupující z GT při 54% výkonu a vstupující do HRSG

$$DO_{\text{HRSG}54\%} = 563,91 \text{ MW} \quad (8)$$

## 6. Úpravy spalínového traktu

Z předchozích výpočtů je známo, jaké množství spalín a tepla v nich obsaženém vstupuje do HRSG kotle.

Pro urychlení náběhu ze studeného stavu je jedinou možností umístit za výstupem z difuzoru spalovací turbíny a před vstupem do HRSG spalínový kanál, pro obtok HRSG kotle. Tímto zásahem může spalovací turbína najet na požadovaný výkon. Odpadní teplo ze spalovací turbíny bude bypassovým vedením odváděno mimo HRSG kotel.

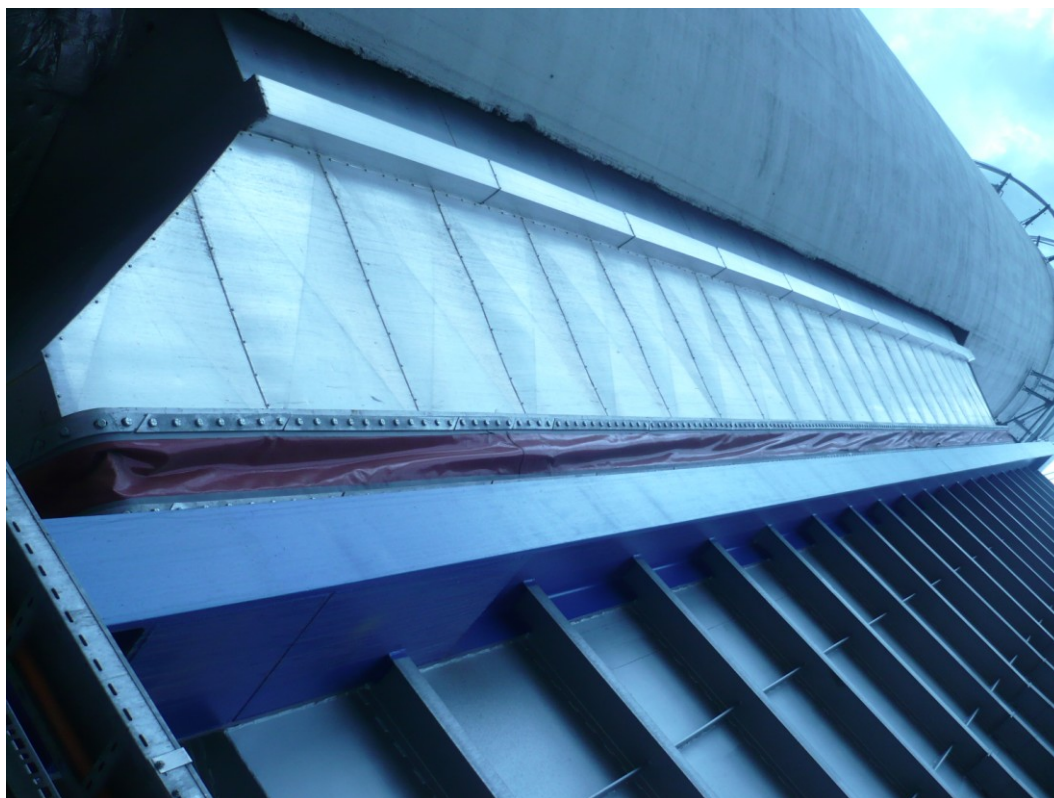
Na bypassovém spalínovodu a také na vstupu do HRSG kotle budou umístěny klapy, které budou regulovat množství spalín vstupujících do jednotlivých větví, dle navrženého postupu.

Součástí spalínového vedení a kotle jsou kompenzátory. Ty slouží k vyrovnání dilatačních posuvů jednotlivých částí kotle a vedení. Jsou zde použity tkaninové a kovové kompenzátory. Kovové kompenzátory jsou použity u všech částí topných ploch, které procházejí kanálem kotle.



Obrázek 10 Výstup z kotle

Tkaninové kompenzátory jsou zabudovány na vstupu a výstupu z HRSG kotle. Kompenzátor umístěný mezi difuzorem a vstupním kanálem kotle má průměr 7358 mm, mezi výstupním kanálem kotle a komínem je kompenzátor o rozměrech 7400x20240 mm. Výstup z kotle a vstup do komína je viditelný na *obrázku 10*, kompenzátor je v detailu na *obrázku 11*.



**Obrázek 11** Detail kompenzátoru na výstupu z kotle

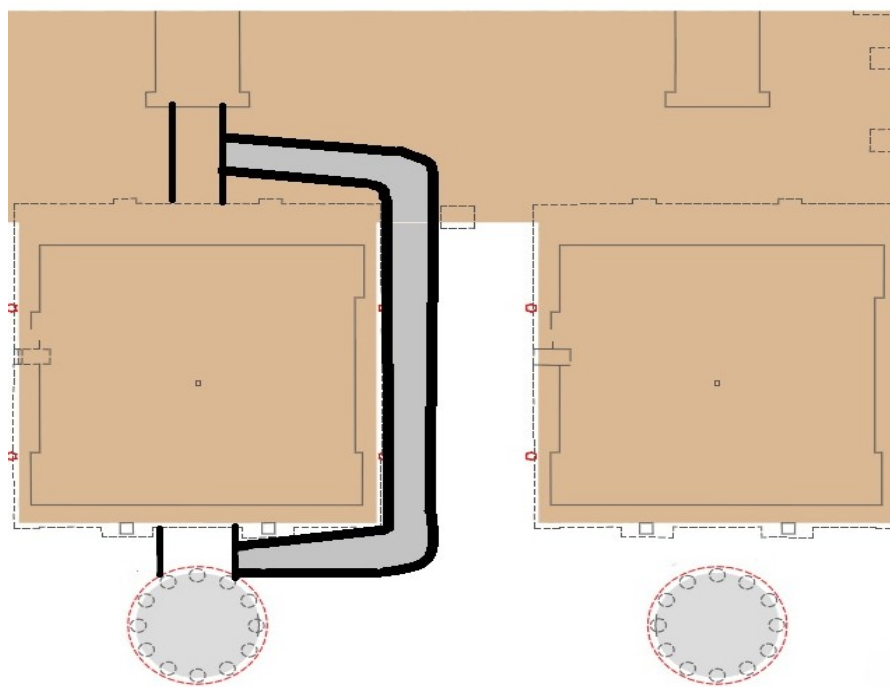
Jednou možností je výstavba zcela nového komínu, do kterého budou zaústěny oba bypassové obtoky kotle. Problémem při této úvaze je umístění, jelikož výstup ze spalovací turbíny a HRSG kotel jsou situovány do prostoru, kde na výstavbu dalšího komína i ve větší vzdálenosti od stávajících 2 komínů není prostor z důvodu umístění jiných staveb. V prostoru mezi stávajícími komíny je místo pro výstavbu, ale dalším problémem je, že v tomto prostoru jsou umístěny důležité vodní potrubí, a další podzemní kanály a také, že je zde přístupová cesta. Tato cesta, sice neslouží k manipulaci například při výměně součástí elektrárny, ale její zastavění a tím zamezení přístupu do prostoru mezi 2 budovy spalínové kotelny by bylo nežádoucí i z požárního hlediska. Nehledě k tomu, že výstavba komínu, který by byl dimenzován na možnost vstupu spalín z obou spalovacích turbín by byla finančně nákladná. Spaliny při počátečním minimálním vpouštění do HRSG kotlů a minimálním výkonu spalovací turbíny (54%) by přesahovaly množství  $2000 \text{ m}^3/\text{s}$  o  $577^\circ\text{C}$ .

Vybudování bypassového spalínovodu, který při požadavku najetí ze studeného stavu odvede dané množství spalín mimo HRSG kotel, pro každý kotel zvlášť a do stávajících komínů, se jeví jako výhodnější řešení.

Prostor (viditelný na *obrázku 11*) na zaústění do vstupního kanálu komínu je 4,5 m. Bypassový spalínovod umístěný v prostoru strojovny spalovací turbíny a také s ohledem na pouze 15 m vzdálenost dvou budov spalínových kotlů volím s vnitřními rozměry 5000x5000 mm. Horizontální šířka u vstupu bypassového kanálu do stávajícího kanálu mezi HRSG kotlem a komínem musí být maximálně 4,5 metru, proto volím zúžení vnitřních rozměrů na 4200x5000 mm.

Materiál musí být odolný vůči abrazi a mít vhodné vlastnosti i při teplotě spalín nad 500°C. Umístění kanálu je z větší části venku na sloupech, proto je brána i hmotnost a samozřejmě také cena. Volím materiál 13Cr-Mo4-5

Na *obrázku 12* je náčrt bypassového spalínovodu pro levý HRSG kotel. Čelní pohled na budovu spalovací turbíny, kde po stranách jsou budovy kotlen i s naznačeným bypassovým kanálem je na *obrázku 13* Délka takového kanálu je 13m od vstupního kanálu do HRSG kotle po střed oblouku, délka rovné části mezi budovami spalínových kotlů je 28 m a zaústění před komínem má délku 13m. Celková délka bypassového kanálu pro jeden kotel je tedy 54m.



Obrázek 12 Náčrt bypassového kanálu



Obrázek 13 Výstup ze strojovny spal. turbíny

Ve vstupním kanálu kotle se umístí klapka umožňující regulaci vstupujících spalin, obdobná klapka bude umístěna u vstupu do bypassového kanálu. Takto bude možné regulovat při najíždění množství spalin do obou větví. Při zvyšování vpouštěného množství spalin do kotle se uzavírá klapa do obtoku. Zvyšování teploty vody/páry v kotli musí projít schválením výrobce kotel, z důvodu dodržení garantovaných hodnot.



Obrázek 14 Zaústění do kanálu před komínem

Při 54% výkonu spalovací turbíny, na který je turbína schopna najet v řádu minut, a při minimálním propouštění spalin do kotle by byla rychlost spalin na začátku bypassového kanálu následující.

$$\text{sirka}=5 \text{ m}$$

$$\text{vyska}=5 \text{ m}$$

$$\text{prurez}=\text{sirka}*\text{vyska}= 25 \text{ m}^2 \quad (9)$$

$$\text{z rovnice (7) je } V_{\text{dot\_PRED}54\%}=1149 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{rychlost\_spalin}=V_{\text{dot\_PRED}54\%}/\text{prurez} =45,94 \text{ m/s} \quad (10)$$

Při 100% výkonu spalovací turbíny, který ale při využití bypassu spalínového kotle nebude použit, by byla rychlost spalin na začátku bypassového kanálu následující.

$$V_{\text{dot\_PRED}}=1670 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (z rovnice (4))}$$

$$\text{rychlost\_spalin}100\%=66,82 \text{ m/s}$$

#### Výpočet Reynoldsova kriteria

Kinematická viskozita spalin pro 577°C je dle [9]

$$\nu=89,6 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ ( zapsáno: kin.viskozita}=89,6*10^{(-6)} \text{ )}$$

$$\text{Reynolds}=\text{rychlost\_spalin}*\text{sirka}/\text{kin.viskozita} \quad (11)$$

$$\underline{\text{Reynolds}} = \underline{2,564\text{E}+06}$$

#### Výpočet Prandtlova kriteria (12)

$$\text{Pr\_N2\_zacatek}=\text{Prandtl}(\text{Nitrogen};T=T_{\text{PRED}};h=h_{\text{N2\_PRED}})$$

$$=0,7299$$

$$\text{Pr\_O2\_zacatek}=\text{Prandtl}(\text{Oxygen};T=T_{\text{PRED}};h=h_{\text{O2\_PRED}})$$

$$=0,7421$$

$$\text{Pr\_CO2\_zacatek}=\text{Prandtl}(\text{CarbonDioxide};T=T_{\text{PRED}};h=h_{\text{CO2\_PRED}})$$

$$=0,724$$

$$\text{Pr\_H2O\_zacatek} = \text{Prandtl}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T\_PRED; h=h\_H2O\_PRED)$$

$$= 0,9014$$

$$\text{Pr\_Ar\_zacatek} = \text{Prandtl}(\text{Argon}; T=T\_PRED; h=h\_Ar\_PRED)$$

$$= 0,6646$$

$$\text{Pr\_smes\_zacatek} = (\text{Pr\_N2\_zacatek} + \text{Pr\_O2\_zacatek} + \text{Pr\_CO2\_zacatek} + \text{Pr\_H2O\_zacatek} + \text{Pr\_Ar\_zacatek}) / 5$$

$$\underline{\text{Pr\_smes\_zacatek} = 0,7524}$$

#### Výpočet Grashofova kriteria

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$t\_okoli = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\gamma = 1 / (t\_PRED + 273,15) \text{ souč objemové roztažnosti} \quad (13)$$

$$\text{Grashof} = (g \cdot s_{\text{irka}}^3) \cdot \gamma \cdot (t\_PRED - t\_okoli) / \text{kin.viskozita}^2 \quad (14)$$

$$\underline{\text{Grashof} = 1,000\text{E}+11}$$

#### Výpočet Nusseltova kriteria

$$\text{Dle [9]}$$

$$c = 0,135$$

$$n = 1/3$$

$$\text{Nusselt} = c \cdot (\text{Grashof} \cdot \text{Pr\_smes\_zacatek})^n \quad (15)$$

$$\underline{\text{Nusselt} = 570}$$

#### Výpočet součinitele tepelné vodivosti spalin

(16)

$$\lambda_{N2\_zacatek} = \text{Conductivity}(\text{Nitrogen}; T=T\_PRED; h=h\_N2\_PRED)$$

$$= 0,05801 \text{ W/mK}$$

$$\lambda_{O2\_zacatek} = \text{Conductivity}(\text{Oxygen}; T=T\_PRED; h=h\_O2\_PRED)$$

$$= 0,06293 \text{ W/mK}$$

$$\lambda_{CO2\_zacatek} = \text{Conductivity}(\text{CarbonDioxide}; T=T\_PRED; h=h\_CO2\_PRED)$$

$$= 0,06016 \text{ W/mK}$$

$$\lambda_{H2O\_zacatek} = \text{Conductivity}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T\_PRED; h=h\_H2O\_PRED)$$

$$= 0,07674 \text{ W/mK}$$

$$\lambda_{Ar\_zacatek} = \text{Conductivity}(\text{Argon}; T=T\_PRED; h=h\_Ar\_PRED)$$

$$= 0,03903 \text{ W/mK}$$

$$\lambda_{smes\_zacatek} = (\lambda_{N2\_zacatek} + \lambda_{O2\_zacatek} + \lambda_{CO2\_zacatek} + \lambda_{H2O\_zacatek} + \lambda_{Ar\_zacatek}) / 5$$

$$\lambda_{smes\_zacatek} = 0,05937 \text{ W/mK}$$

#### Součinitel přestupu tepla spalin je tedy

$$\alpha = \text{Nusselt} * \lambda_{smes\_zacatek} / s_{irka}$$

$$\alpha = 6,768 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (17)$$

#### Výpočet hustoty tepelného toku

Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{materialu}$  dle DIN 13CrMo4-4

$$\lambda_{materialu} = 25 \text{ W/mK}$$

$$\alpha_2 = 15$$



Tloušťku materiálu volím 100 mm

$tloustka\_materialu = 0,1 \text{ m}$

$k = 1 / ((1/\alpha) + (tloustka\_materialu / \lambda) + (1/\alpha_2))$

$k = 4,579 \text{ W/m}^2\text{K}$  Souč.prostupu tepla (18)

$q = k \cdot (t_{pred} - t_{okoli})$

$q = 2547 \text{ W/m}^2$  (19)

Teplota vnějšího povrchu kanálu

$t_S = t_{okoli} + q/\alpha_2 = 189,8 \text{ }^\circ\text{C}$  (20)

Vzhledem k umístění kanálu ve výšce, která není běžně pracovníkům přístupná a potřebě teplo odvádět do okolí, nebude kanál zaizolován. Z důvodu ochrany pracovníků, ale také ptačtva, bude na ocelové trny navařeno pletivo po celé délce kanálu a bude opatřen varovnými cedulemi, upozorňujícími na vysokou teplotu povrchu. Pokud bude požadavek na pohyb pracovníků pod bypassovým vedením, je možné prostor pod kanály zastřešit a odvádět dešťovou vodu, neboť teplota povrchu téměř 200°C ve spojení s deštěm by vytvořila nevhodné a nebezpečné pracovní prostředí pod kanály.

Při délce spalínového bypassu 54 m bypassu a počítání s konstantním průřezem (zúžení je jen v poslední části) bude odevzdáno spaliny do okolí teplo přibližně rovnající se:

$delka\_kanalu = 54 \text{ m}$

$Povrch\_kanalu = 2 \cdot (vyska + sirka) \cdot delka\_kanalu\_po\_stred$

$Povrch\_kanalu = 1080 \text{ m}^2$  (21)

### Tepelný tok

$$Q_{\text{celkove}} = q \cdot \text{Povrch\_kanalu}$$

$$\underline{Q_{\text{celkove}} = 2,751 \text{ MW}} \quad (22)$$

Toto je teplo odvedené do okolí

### Spaliny v místě zaústění

$$t_{\text{ZA}} = 573,6$$

$$\text{sirka\_ZA} = 4,2 \text{ m}$$

$$\text{vyska} = 5 \text{ m}$$

$$\text{prurez\_ZA} = \text{sirka\_ZA} \cdot \text{vyska} = 21 \text{ m}^2 \quad (23)$$

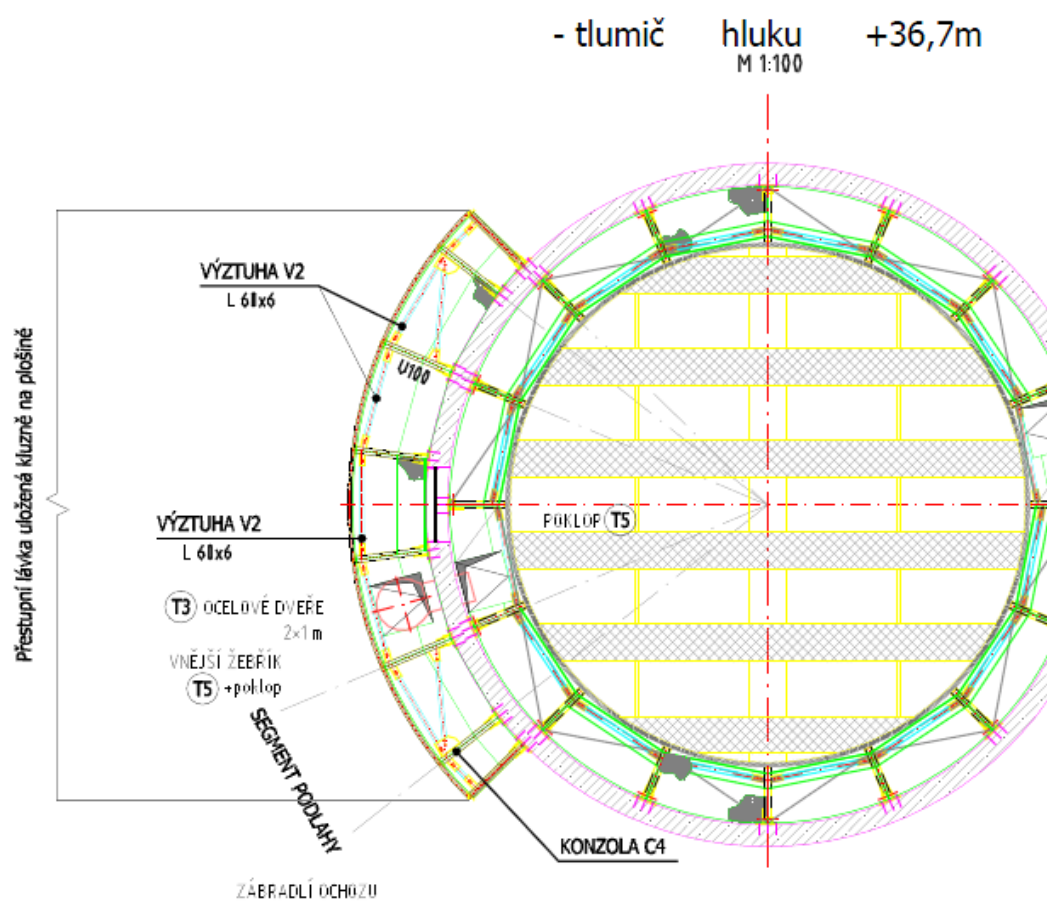
Objemový tok spalin je nižší vzhledem ke snížení teplot, ale tlaková ztráta objemový tok zvýší

$$V_{\text{dot\_ZA54\%}} = 1172 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{rychlost\_spalin} = V_{\text{dot\_ZA54\%}} / \text{prurez} = 55,8 \text{ m/s}$$

Tato rychlost je velmi vysoká, výška komínu je 110 m, na vyústění komínu by byl naměřen hluk vysoko nad hygienické limity. Proto je umístěn v hladině +36,7 m tlumič hluku (obrázek 15). V praxi používané rozšíření na výstupu z komínu 12° bude použito i zde. Komín bude zaizolován ocelovou vystýlkou, tloušťky 50 mm, z důvodu ochrany pláště komínu.

Uvažované umístění vodní trysky do komína k chlazení spalin by bylo nežádoucí. I když bude pominuta velká spotřeba vody, tak dopadající kapky vody a jejich odpařování z vnitřní části komína by tyto plochy zatěžoval a vedlo k výraznému snížení životnosti.



Obrázek 15 Řez tlumičem hluku

## 7. Diagnostika jednotlivých teplosměnných ploch [10]

Měření teploty spalin na teplosměnných plochách se provádí nejčastěji teploměry uzpůsobenými pro speciální měření. Takovéto teploměry se nazývají sondy, mají operační délku několik metrů a pro potlačení sálavé složky jsou chlazeny. Pro vlastní stanovení teploty jsou použity převážně termočlánky, jejich typ se volí dle prostředí a měřených teplot. [10]

Termoelektrické teploměry-termočlánky jsou měřicí přístroje, které pro určení teploty využívají termoelektrického jevu. Té části termočlánku, která je umístěna v měřeném prostředí říkáme „teplá konec“, je to měřicí spoj dvou kovových vodičů. „Studený konec“ tedy druhé konce vodičů jsou zapojeny do voltmetru. Studený konec je udržován v konstantní teplotě, na kterou byl kalibrován nebo je zařazeno kompenzační vedení.

Termočlánky musí mít co nejmenší tepelnou vodivost. Termočláňkové dráty, které jsou přesné a odolné vůči vysokým teplotám jsou vyráběny z drahých kovů a mají průměr drátu v desetinách milimetru. Jsou chráněny kovovým či keramickým obalem.

Celá škála typů termočláňků dává velký rozsah použití. Pro měření v prostředí kotle na odpadní teplo (577°C) je dostatečný, velmi rozšířený a levný, termočláňek typu K.

Měření teplot ve velkých kanálech musí zahrnout celý průřez, z důvodu přesnosti měření teplotního pole, neboť teplota v jednotlivých částech průřezu se může výrazně lišit.

U měření teplosměnných ploch v HRSG kotli PPC Počerady pro teplotní diagnostiku je vhodné měřit teplotu před a za výhřevnými plochami.

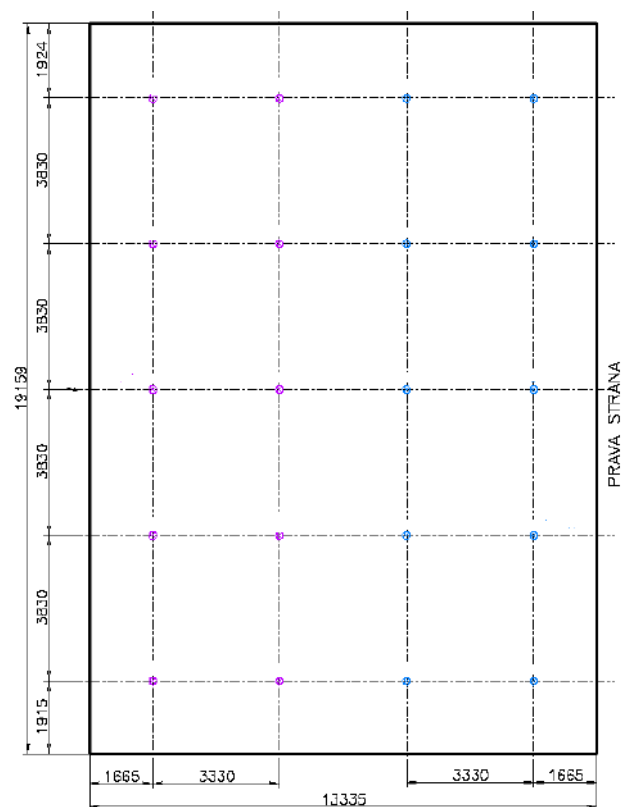
Průřez kanálu se rozdělí na čtverce o stejném obsahu. (Viz obrázky 16 a 17)

### Teplota před výhřevnými plochami.

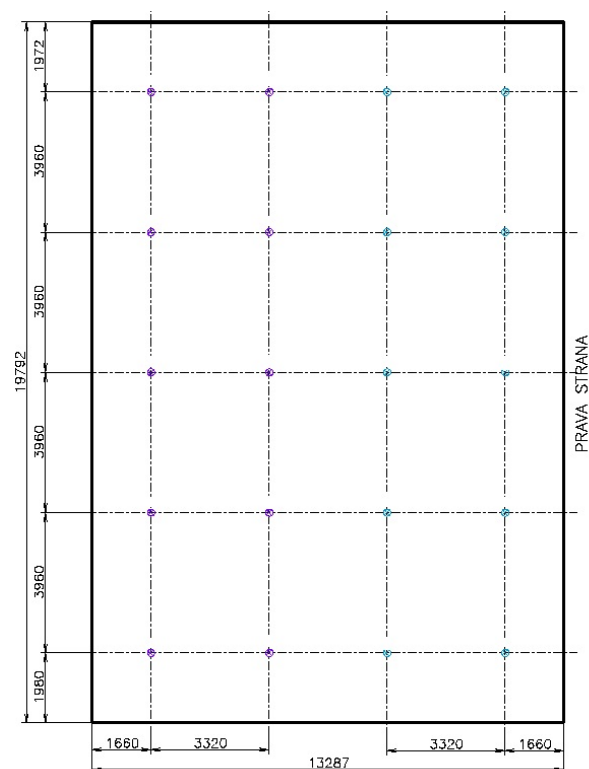
Celkový počet měření :	20
Vzdálenost roviny měření od přechodu vstupní kanál – kanál výhřevných ploch	170 mm
Výška kanálu v rovině měření :	19 159 mm
Šířka kanálu v rovině měření :	13 335 mm

### Teplota před výhřevnými plochami.

Celkový počet měření :	20
Vzdálenost roviny měření od přechodu výstupní kanál – kanál výhřevných ploch	150 mm
Výška kanálu v rovině měření :	19 792 mm
Šířka kanálu v rovině měření :	13 287 mm

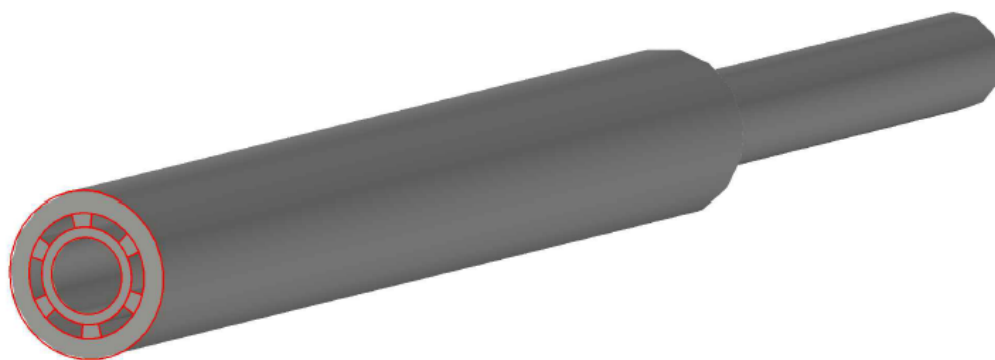


Obrázek 16 Síťové měření před výhřevnými plochami



Obrázek 17 Síťové měření za výhřevnými plochami

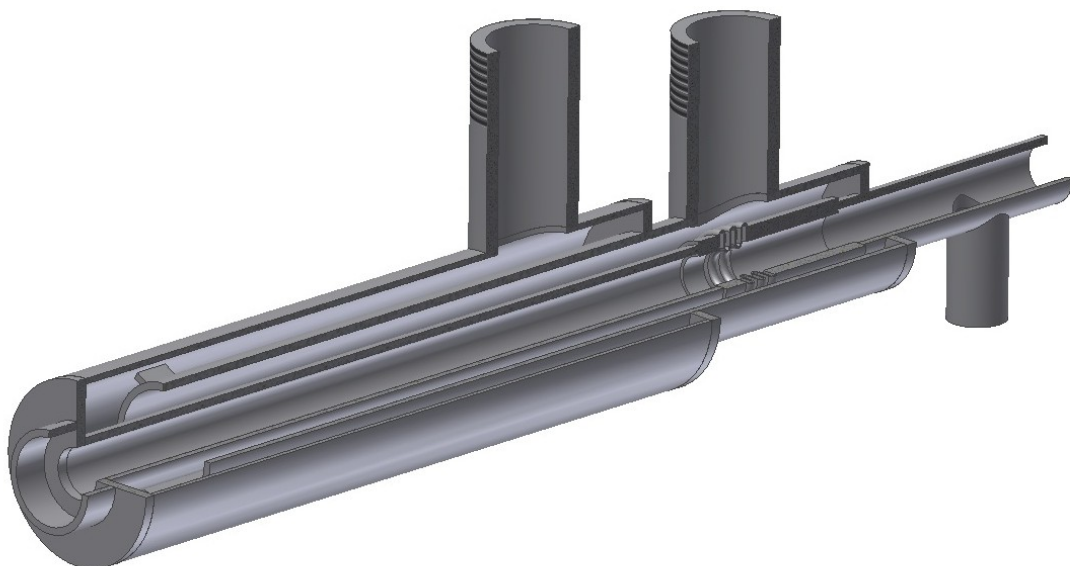
V měřicích místech dle síťového rozdělení není možno použít nechráněný termočlánek, neboť sálavá složka u teploměru by zkreslovala významně měření. Proto se použije chlazené sondy- tzv. Prosávacího pyrometru. Teplé spoje termočládku jsou stíněny keramickou hlavicí (*obrázek 18*), která je vložena do samotné sondy (*obrázek 19* a také příloha A).



Obrázek 18 Keramická hlavice

Keramická hlavice je složena ze dvou soustředných trubek. Materiálem je slinutý korund, který je odolný vůči vysokým teplotám. V prostoru mezi trubkami je umístěn po obvodu žáruvzdorný cement, v kterém je 6 mezer pro umožnění proudění spalín. Spaliny se nasávají přes tuto keramickou hlavici a vstupují do samotné sondy o vysoké rychlosti. Toto umělé zvýšení přestupu tepla konvekcí mezi spaliny a termočládkem umožní přesnější měření teplot. Teplý konec termočládku umístěný v hlavici je v dostatečné vzdálenosti od samotné chlazené sondy a chlazení tak neovlivňuje měření.

Sonda je chlazená vodou z vodovodního řádu, vstup je blíže k ose a vystupuje ve vzdálenějším kanálu. V zadní části sondy je vidět výstupní vývěva spalín. Sonda je na vnitřní trubce také opatřena tzv. vlnovcem, který umožňuje dilataci materiálu a zabraňuje tak prasknutí svaru sondy.



Obrázek 19 Chlazená sonda

Tyto sondy doplní při garančních zkouškách stávající expertní systém s termočlánky umístěnými na nezbytných kontrolních místech, který byl firmou SES dodán.

Tento diagnostický systém označovaný jako DIALIFE-G je primárně určen k hodnocení životnosti kotle a jednotlivých zařízení. Je uzpůsoben pro instalaci na satelitním PC, napojeném na datový sklad elektrárny Počeradý. V nastavených časových rozpětích provádí hodnocení úrovně a trendů poškozování materiálu vybraných zařízení kotle a výsledky ukládá.

Používá následujícími mechanismy:

- únava materiálu
- creep
- interakce únavy a creepu při posouzení zeslabování tloušťky stěny koroze
- vliv korozního prostředí na únavu
- poškozování materiálu oxidací na straně spalín
- poškozování materiálu oxidací na straně pracovního média
- zeslabování tloušťky stěny koroze

Pro systém DIALIFE-G byly k dispozici skutečné výchozí rozměry zařízení (vnější průměr a tloušťka stěny) a je umožněno používat data změřená čidly, osazenými na dodaném zdroji. Všechna čidla jsou součástí řídicího systému. Stávající matematické popisy poškozování materiálu korozí a algoritmus výpočtu napětí ze změřených dat u bubnů musely být modifikovány, aby plně respektovaly zvláštnosti paroplynového zdroje Počerady.

## 8. Závěr

V této diplomové práci bylo mým úkolem popsat zařízení PPC Počerady, jakožto prvního zařízení v ČR spalujícího plyn jako jediné palivo při tak vysokém výkonu.

V úvodní části jsem popisoval úvahy investora o vybudování takového celku, zhodnotil technickou vyspělost PPC Počerady, nastínil vliv na elektrickou soustavu ČR a také pro doplnění informací popsal stávající a původní uhelnou elektrárnu Počerady. Druhá kapitola byla popisem uvažovaného provozu celé elektrárny, ale z velké části také shrnutím hlavních informací o nejdůležitějších zařízeních paroplynové elektrárny. Věnoval jsem se zde popisu plynové spalovací turbíny, parní turbíny, kotle na odpadní teplo, chladicímu okruhu, ale také komínům. Převážně textovou část uzavírá třetí a čtvrtá kapitola, v které je popsán provoz, odstavení, ale hlavně náběh spalínového kotle a produkce emisí.

Výpočty dílčích hodnot jako jsou například hustota či entalpie spalín vedly k vypočtení objemového toku spalín a množství tepla v těchto spalínách obsaženém. Kapitola zabývající se úpravou spalínového traktu pro urychlení náběhu je opatřena reálnými fotografiemi s vloženými nákresey zařízení bypassu. Navržené úpravy jsou doplněny obsáhlými výpočty ke zjištění rychlostí spalín v kanále, velikostí tepla předaného kanálem do okolí ale také třeba povrchovou teplotou tohoto kanálu. V poslední části je popsáno měření teplot v spalínovém kotli a popsána sonda pro toto měření.



## Použitá literatura

- [1] Zpráva EIA k PPC Počerady  
[http://portal.cenia.cz/eiasea/download/EIA\\_MZP247\\_dokumentace\\_1.pdf](http://portal.cenia.cz/eiasea/download/EIA_MZP247_dokumentace_1.pdf)
- [2] <http://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/uhelne-elektrarny/cr/pocerady.html>
- [3] Technická zpráva- Kotel
- [4] SGT5-4000F\_Brochure\_2008 firmy SIEMENS
- [5] Odborný časopis All for power 1/2011
- [6] <http://www.doosan.com/skodapower/cz/>
- [7] <http://zpravy.e15.cz/byznys/prumysl-a-energetika/americky-bridlicovy-boom-vypina-evropske-plynove-elektrarny-987242>
- [8] [www.ERU.cz](http://www.ERU.cz)
- [9] Průvodce sdílením tepla, Z. Kadlec, Ostrava 2009
- [10] Měření teplot v energetice, Čech B., Ostrava 2008

## Seznam obrázků a jejich zdrojů

Obrázek 1 Graf výroby elektřiny .....	11
Obrázek 2 Graf výroby z OZE .....	11
Obrázek 3 instalovaný výkon v ČR.....	12
Obrázek 4 Pokrytí spotřeby .....	13
Obrázek 5 SGT5-4000F .....	17
Obrázek 6 Parní turbína ŠKODA MTD60CR.....	18
Obrázek 7 Chladicí věž PPC .....	20
Obrázek 8 Pohled na komíny PPC .....	23
Obrázek 9 závislosti koncentrací CO a NO <sub>x</sub> na výkonu plynové turbíny [1].....	29
Obrázek 10 Výstup z kotle .....	34
Obrázek 11 Detail kompenzátoru na výstupu z kotle .....	35
Obrázek 12 Náčrt bypassového kanálu .....	36
Obrázek 13 Výstup ze strojovny spal. turbíny .....	37
Obrázek 14 Zaústění do kanálu před komínem.....	37
Obrázek 15 Řez tlumičem hluku .....	43
Obrázek 16 Síťové měření před výhřevnými plochami .....	45
Obrázek 17 Síťové měření za výhřevnými plochami.....	45
Obrázek 18 Keramická hlavice .....	46
Obrázek 19 Chlazená sonda .....	47
	50

### Zdroje obrázků

*Obrázek 1 , obrázek 2, obrázek 3, obrázek 4:*

[http://eru.cz/user\\_data/files/statistika\\_elektro/rocní\\_zprava/2011/Rocni\\_zprava\\_ES\\_CR\\_FINAL.pdf](http://eru.cz/user_data/files/statistika_elektro/rocní_zprava/2011/Rocni_zprava_ES_CR_FINAL.pdf)

Obrázek 5 SGT5-4000: <http://www.energy.siemens.com/hq/en/services/power-generation/product/sgt6-400f-v84-3a/>

Obrázek 6 Parní turbína ŠKODA MTD60CR:  
[http://www.doosan.com/skodapower/cz/documents/turbine/PPC\\_Pocerady\\_841\\_MW\\_CR.pdf](http://www.doosan.com/skodapower/cz/documents/turbine/PPC_Pocerady_841_MW_CR.pdf)

Obrázek 9 Závislosti koncentrací CO a NO<sub>x</sub> na výkonu plynové turbíny: [1] Zpráva EIA k PPC Počerady  
[http://portal.cenia.cz/eiasea/download/EIA\\_MZP247\\_dokumentace\\_1.pdf](http://portal.cenia.cz/eiasea/download/EIA_MZP247_dokumentace_1.pdf)

## **Seznam příloh**

Příloha A - Výkres chlazené sondy

Příloha B – Výkresové schéma spalínového kotle

Příloha C - Schéma navrženého spalínovodu

Přiloženo CD obsahující textovou část DP, zadání a uvedené přílohy.